حل عددی جابه‌جایی ترکیبی جریان نانوسیال غیرنیوتنی در کانال حاوی موانع*

مقاله پژوهشی

کورش جواهرده[(۱)]   حبیب کریمی[(۲)]

چکیده در این تحلیل جابه‌جایی ترکیبی جریان آرام نانوسیالات با سیال پایهٔ غیرنیوتنی (سدیم الگنیت) برپایهٔ مدل شبه‌پلاستیک همراه با نانوذرات اکسید آلومینیم در کانال مستطیلی دوبعدی (با عمق نامحدود) حاوی موانع متعدد مطالعه شده است. دمای سیال ورودی به کانال مستطیلی‌شکل، یکنواخت و کمتر از دیواره‌ها بوده است و دیواره‌های کانال دارای شرایط دمای ثابت‌اند. برای حل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به‌صورت عددی از روش حجم محدود با الگوریتم سیمپلر استفاده شده است. در این تحقیق تأثیر تعداد و ارتفاع موانع، کسر حجمی نانوذرات در سیال پایهٔ غیرنیوتنی، عدد ریچاردسون و عدد رینولدز بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار به‌صورت عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش ذرات جامد آلومینیم در سیال غیرنیوتنی الگنیت سدیم سبب افزایش انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در طول کانال می‌شود، همچنین با افزایش عدد رینولدز میزان انتقال حرارت در کانال افزایش می‌یابد. نتایج نشان داد که افزایش ارتفاع موانع از $H/3$ به $H/2$ سبب افزایش ۱۰درصد در عدد ناسلت متوسط و ۱۳درصد در ضریب اصطکاک متوسط خواهد شد. نتایج مطالعات نشان داد که افزایش عدد ریچاردسون سبب کاهش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک خواهد شد. افزایش تعداد موانع از ۳ به ۵عدد سبب کاهش ۳/۵درصدی در عدد ناسلت خواهد شد.

واژه‌های کلیدی جابه‌جایی ترکیبی، نانوسیال اکسید آلومینیم، کانال حاوی مانع، سیال غیرنیوتنی سدیم الگنیت.

مقدمه

انتقال حرارت ترکیبی از فرایندهایی است که در بسیاری از مسائل و کاربردها در تأسیسات مکانیکی، مبدل‌های حرارتی، صنایع تبرید استفاده می‌شود. دراین‌میان، استفاده از سیالات غیرنیوتنی در صنایعی چون محلول‌های بیولوژیکی، ذوب پلیمرها و صنایع چسب و... کاربرد گسترده‌ای دارد [1-5]. امروزه استفاده از نانوسیالات تحولی بزرگ در صنعت مبدل‌های حرارتی ایجاد کرده است و به همین دلیل تحقیقات گسترده‌ای دراین‌زمینه انجام شده است. ژوان و لی [2] نیز از نانوذرات مس در آب استفاده کردند و دریافتند که ذرات معلق تأثیر چشمگیری بر انتقال حرارت خواهند داشت و استفاده از نانوسیالات منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت نسبت به سیال پایه خود می‌شود. تحقیقات بسیاری دربارهٔ استفاده از کسر حجمی نانوذرات جامد پایین (کمتر از ۵درصد) در نانوسیالات انجام شده است [4]. ایستمن، چوی و لی [4] دریافتند که استفاده از کسر حجمی ۰/۳درصد مس در اتیلن گلیکول سبب افزایش ٤۰درصدی ضریب هدایت حرارتی می‌شود. ژاو و همکارانش [5] ضریب هدایت حرارتی نانوسیال آب‌مس را تا کسر حجمی ۷/۵درصد به‌طور تجربی به‌دست آوردند.

در این‌میان، افراد بسیاری نیز از سیالات غیرنیوتنی به‌عنوان سیال پایه برای انتقال حرارت استفاده کردند. سیدی و همکارش [6] از سیال غیرنیوتنی برای انتقال حرارت طبیعی بین ۲ صفحه تخت عمودی استفاده کردند. حجت [7] ضریب هدایت حرارتی سیال غیرنیوتنی CMC را همراه با ذرات جامد اکسید آلومینیم،

---

* تاریخ دریافت مقاله ۹۹/۲/٤ و تاریخ پذیرش آن ۰۰/ ۲/۲۷ می‌باشد.

(۱) نویسندهٔ مسئول، دانشیار، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت.
(۲) استادیار، گروه مکانیک، واحد رودسر و املش، دانشگاه آزاد اسلامی، رودسر.

DOI: 10.22067/jacsm.2021.40042

Email: javaherdeh@guilan.ac.ir

اکسید تیتانیم و اکسید مس بررسی کرد و دریافت که ضریب هدایت حرارتی در نانوسیالات بیشتر از سیال پایه است و با افزایش ذرات جامد این میزان بیشتر خواهد شد. حاتمی و گنجی [8] از سدیم الگنیت به‌عنوان سیال غیرنیوتنی پایه برای بررسی انتقال حرارت طبیعی بین ۲ صفحه تخت استفاده کردند. همچنین، مطالعات متعددی در زمینهٔ انتقال حرارت طبیعی در نانوسیالات انجام شده است. یو و همکاران [9] انتقال حرارت طبیعی نانوسیال را در یک محیط بسته مطالعه کردند و میزان عدد ناسلت متوسط را در کسر حجمی متفاوتی به‌دست آورند. هاکان [10] نیز به بررسی انتقال حرارت طبیعی نانوسیال در یک محیط بسته دوبعدی پرداخت و دریافت که در یک عدد رایلی ثابت، عدد ناسلت متوسط با افزایش کسر حجمی افزایش می‌یابد. ساراوان و همکاران [11] نیز انتقال حرارت طبیعی را بررسی کردند و دریافتند که استفاده از نانوذرات در سیال باعث افزایش انتقال حرارت خواهد شد. مطالعات زیادی نیز پیرامون انتقال حرارت اجباری نانوسیالات انجام شده است. لطفی [12] به بررسی انتقال حرارت اجباری نانوسیال آب‌اکسید آلومینیم در یک لولهٔ افقی پرداخت و تأثیر کسر حجمی را بر پارامترهای حرارتی بررسی کرد.

هانگ [13] و سابیا [14] به بررسی انتقال حرارت ترکیبی در نانوسیالات مختلف پرداختند و دریافتند که کسر حجمی ذرات جامد نقشی کلیدی در انتقال حرارت ایفا می‌کند. دراین‌میان، محققانی نیز به بررسی انتقال حرارت ترکیبی در کانال حاوی نانوذرات به روش‌های عددی و تحلیلی پرداختند [۱۷–۱۵]. توگون [18] نیز به بررسی انتقال حرارت طبیعی، اجباری و ترکیبی یک نانوسیال در یک کانال پرداخت و تأثیر اعداد پرانتل، گراشهف و رینولدز را بر نرخ انتقال گرما بررسی کرد .کریمی‌پور و همکاران [19] ازجمله افرادی بود که انتقال حرارت نانوسیال را در کانال مستطیلی بررسی کردند. آن‌ها عدد ناسلت متوسط و تنش برشی دیواره را برای اعداد رینولدز ۵ تا ۱۵۰۰، برای سیالات نیوتنی و غیرنیوتنی با کسر حجمی ذرات جامد صفر تا ۵درصد استخراج کردند. از آن‌جایی که استفاده از موانع در کانال می‌تواند مقدار انتقال حرارت را تحت‌تأثیر قرار دهد، آنیرو [20] به بررسی انتقال حرارت در کانال حاوی موانع مستطیلی گرم پرداخت و دریافت که وجود موانع، الگوی جریان را کاملا تحت‌تأثیر قرار داده و در شرایط خاص ممکن است انتقال حرارت افزایش یابد و دمای موانع کم شود. برخی محققان به بررسی تأثیر زاویه و شکل موانع بر انتقال حرارت نیز پرداختند [24-21]. کومار [25] به بررسی انتقال حرارت در کانال حاوی موانع متخلخل پرداخت و تأثیر ارتفاع موانع، فاصلهٔ موانع، عدد رینولدز و نسبت ضریب هدایت حرارتی را بر انتقال حرارت مطالعه کرد.

اصفه و همکاران [26] نیز به بررسی عددی انتقال حرارت ترکیبی در کانال حاوی موانع پرداختند و دریافتند که استفاده از صفحهٔ مورب سبب بهبود انتقال حرارت خواهد شد. آن‌ها همچنین تأثیر زاویهٔ این صفحه بر انتقال حرارت را بررسی کردند. تارگوی [27] انتقال حرارت جریان نوسانی را در کانال حاوی موانع بررسی کرد و دریافت زمانی که جریان نوسانی باشد، انتقال حرارت بهبود می‌یابد. احمد و همکاران [28] به بررسی انتقال حرارت و ضریب جریان در یک کانال نوسانی حاوی نانوسیال پرداختند و دریافتند که افزایش کسر حجمی سیال سبب افزایش عدد ناسلت خواهد شد، همچنین به مقدار ناچیزی ضریب اصطکاک پوسته‌ای را افزایش می‌دهد. حیدری [29] انتقال حرارت در کانال حاوی موانع ساده را بررسی کرد و تأثیر تعداد موانع، کسر حجمی ذرات جامد و عدد رینولدز را بر عدد ناسلت در یک سیال نیوتنی مطالعه کرد. نایاک و همکارانش [30] به مطالعهٔ انتقال حرارت ترکیبی نانوسیال آب‌اکسید آلومینیم پرداختند و تأثیر تغییرات عدد ریچاردسون، رایلی و کسر حجمی نانوذرات جامد را بر انتقال حرارت بررسی کردند و دریافتند که افزایش نانوذرات جامد از صفر به ۵درصد میزان انتقال حرارت را تا حدود ۱۰درصد افزایش خواهد داد.

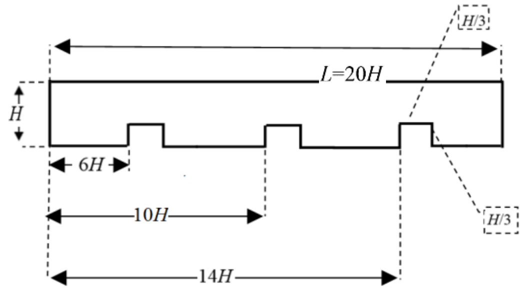
در این مطالعه، به بررسی جابه‌جایی ترکیبی سیال پایهٔ غیرنیوتنی (سدیم الگنیت) همراه با نانوذرات اکسید آلومینیم در کانال مستطیلی دوبعدی (با عمق نامحدود)

حاوی موانع متعدد پرداخته می‌شود. این موانع دارای شکل هندسی یکسان، ولی ارتفاع متفات نسبت به یکدیگرند. همچنین، در این تحقیق از سیال غیرنیوتنی به‌عنوان سیال پایه و برای بهبود عملکرد و افزایش کارایی، از نانوذرات اکسید آلومینیم برای افزایش انتقال حرارت استفاده شده است. برای بیان نتایج، به بررسی تأثیر ارتفاع و تعداد موانع، عدد رینولدز، عدد ریچاردسون و کسر حجمی ذرات جامد بر نرخ انتقال گرما، همچنین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک پوسته‌ای پرداخته می‌شود. برای حل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به‌صورت عددی از روش حجم محدود با الگوریتم سیمپلر استفاده شده است. دمای سیال ورودی به کانال مستطیلی‌شکل یکنواخت و کمتر از دیواره‌ها بوده است و دیواره‌های کانال دارای شرایط دمای ثابت بوده‌اند. در این مطالعه اختلاف دمای دیواره‌ها با سیال ۵۰درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

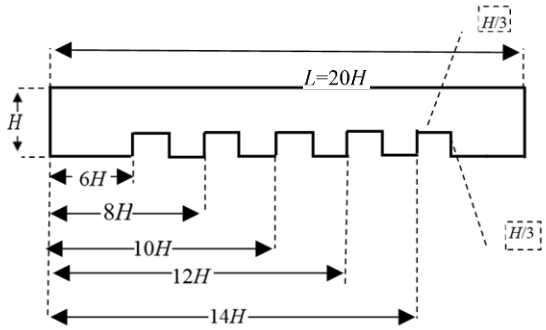
تشریح مسئله و معادلات حاکم

در این تحقیق، انتقال حرارت در یک کانال دوبعدی حاوی موانعی مربعی در دیوارهٔ پایینی بررسی می‌شود. ارتفاع کانال H، طول کانال L، طول و ارتفاع موانع به‌ترتیب H/2 و H/3 در نظر گرفته می‌شود. شکل‌های (۱) تا (٤) مدل‌های به‌کاررفته را نشان می‌دهد.

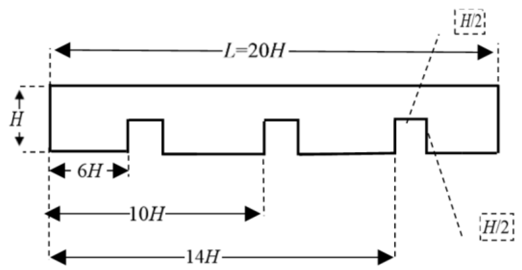
نانوسیال درون کانال با سیال پایهٔ غیرنیوتنی بوده است که از مدل توانی پیروی می‌کند. همچنین فرض سیال غیرقابل تراکم و جریان آرام برای آن در نظر گرفته می‌شود. دمای دیواره از دمای سیال بیشتر است و نانوسیال به‌صورت تک‌فاز در نظر گرفته شده است. ذرات نانوسیال دارای شکل و اندازهٔ یکسان‌اند و در تعادل ترمودینامیکی هستند. خواص سیال و نانوذرات در جدول (۱) نشان داده شده است: [31-33]



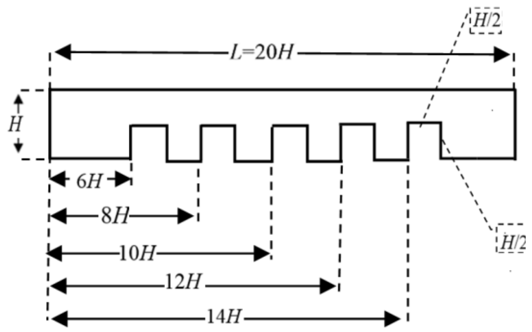
شکل ۱ کانال حاوی ۳ مانع با ارتفاع H/3



شکل ۲ کانال حاوی ۵مانع با ارتفاع H/3



شکل ۳ کانال حاوی ۳ مانع با ارتفاع H/2



شکل ٤ کانال حاوی ۵مانع با ارتفاع H/2

جدول ۱ خواص ترمو فیزیکی سیال و نانوذرات جامد

ماده	سدیم الگنیت	آلومینیم
نشانه	S. A	Al_2O_3
چگالی $(^{kg}/_{m^3})$	۹۸۹	۳۹۷۰
$C_p(^{J}/_{kg\cdot K})$	٤١٤٥	٧٦٥
ضریب جابه‌جایی $(^{W}/_{m\cdot K})$	۰/٦٣٧٦	٤٠
N	۰/۸۸	-
K	۰/۰۰۵۲	-

معادلات پیو ستگی ، مومنتم و انرژی به شکل زیر هستند:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \qquad (۱)$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho_{nf}}\frac{\partial p}{\partial x}+ \nu_{nf}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \qquad (۲)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho_{nf}}\frac{\partial p}{\partial y}+ \nu_{nf}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)+\frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}}\,g\Delta T \qquad (۳)$$

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha_{nf}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \qquad (٤)$$

$$\nu_{nf}=\frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \qquad (٥)$$

$$\alpha_{nf}=\frac{k_{nf}}{(\rho c_p)_{nf}} \qquad (٦)$$

چگالی مؤثر ρ_{nf} ، لز جت دینامیکی مؤثر μ_{nf} ، ظرفیت حرارتی $(\rho c_p)_{nf}$ و ضریب هدایت حرارت مؤثر k_{nf} از طریق رابطهٔ ماکسول-گرانت به‌شکل زیر محاسبه می‌شود: [34-36]

$$\mu_{nf}=\frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \qquad (۷)$$

$$\rho_{nf}=(1-\varphi)\rho_f+\varphi\rho_s \qquad (۸)$$

$$(\rho c_p)_{nf}=(1-\varphi)(\rho c_p)_f+\varphi(\rho c_p)_s \qquad (۹)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_f}=\frac{k_s+2k_f-2\varphi(k_f-k_s)}{k_s+2k_f+\varphi(k_f-k_s)} \qquad (۱۰)$$

که φ درصد حجمی نانوذرات جامد است. شرایط مرزی نیز به‌شکل زیر تعریف می‌شود:

در صفحهٔ بالایی کانال:

$T=T_W\,,v=u=0$ در $y=H$

صفحهٔ خروجی کانال:

$\frac{\partial T}{\partial x}=0\,,\frac{\partial u}{\partial x}=0$ در $x=L\,,0\le y\le H$

صفحهٔ پایینی کانال:

$T=T_W\,,u=v=0$ در $y=0$

بر روی هر مانع:

$T=T_W\,,u=v=0$

در سیال ورودی:

$T=T_{in}\,,u=U_{in}\,,v=0$ در $x=0$ و $0\le y\le H$

برای بی‌بعد سازی از تعاریف زیر ا ستفاده خواهیم کرد:

$$X=\frac{x}{H}\;,\qquad Y=\frac{y}{H}\;,\qquad U=\frac{u}{U_{in}}$$

$$V=\frac{v}{U_{in}}\;,\qquad P=\frac{p}{\rho_{nf}U_{in}^2}\;,\qquad \theta=\frac{T-T_{in}}{T_W-T_{in}}$$

فرم بی‌بعدشده معادلات به‌شکل زیر خواهد شد:

$$\frac{\partial U}{\partial X}+\frac{\partial V}{\partial Y}=0 \qquad (۱۱)$$

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial U}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial X}+\frac{\rho_f}{Re_H\rho_{nf}(1-\varphi)^{2.5}}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \qquad (۱۲)$$

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+v\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial Y}+\frac{\rho_f}{Re_H\rho_{nf}(1-\varphi)^{2.5}}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right)+\frac{\frac{Ri}{Pr}\,\beta_{nf}}{\beta_f}\Delta\theta \qquad (۱۳)$$

که در آن:

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f} \quad (۱۴)$$

$$U\frac{\partial\theta}{\partial X} + V\frac{\partial\theta}{\partial Y} = \frac{k_{nf}(\rho\, c_p)_f}{k_f(\rho\, c_p)_{nf} pr.Re_H}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \quad (۱۵)$$

همچنین برای شرایط مرزی خواهیم داشت:

در صفحهٔ بالایی کانال:

$\theta = 1\,, V = U = 0$ در $y = 1$

صفحهٔ خروجی کانال:

$\frac{\partial\theta}{\partial X} = 0\,, \frac{\partial U}{\partial X} = 0$ در $x = \frac{L}{H}\,, \quad 0 \le y \le 1$

صفحهٔ پایینی کانال:

$\theta = 1\,, U = V = 0 \text{ at } y = 0$

بر روی هر مانع:

$\theta = 1\,, U = V = 0$

در سیال ورودی:

$\theta = 0\,, U = 1\,, V = 0$ در $X = 0\,,\ 0 \le Y \le 1$

برای محاسبه عدد ناسلت:

$$Nu = \frac{h.H}{k_f} \quad (۱۶)$$

که در آن h ضریب جابه‌جایی حرارتی است که از رابطهٔ زیر محاسبه می‌شود:

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_{in}} \quad (۱۷)$$

$$q_w = -k_{nf}\frac{\partial T}{\partial n} \quad (۱۸)$$

که:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \vec{\nabla}T.\hat{n} \quad (۱۹)$$

از ترکیب معادلات (۱۶) تا (۱۸) عدد ناسلت به‌صورت زیر به‌دست می‌آید:

$$Nu = -\frac{k_{nf}\left(\partial T/\partial n\right)H}{k_f(T_W - T_{in})} \quad (۲۰)$$

میزان عدد ناسلت متوسط در دیوارهٔ پایینی و بالایی به‌شکل زیر تعریف می‌شود:

روی دیوارهٔ پایینی:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{S}\int_0^s Nu \cdot ds \quad (۲۱)$$

روی دیوارهٔ بالایی:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L}\int_0^L Nu \cdot dx \quad (۲۲)$$

برای تعیین ضریب اصطکاک پوسته‌ای موضعی خواهیم داشت: [37]

$$C_{fx} = 2\frac{\mu_{nf}}{\mu_f}\frac{\rho_f}{\rho_{nf}}\frac{1}{Re}\frac{\partial U}{\partial Y}\bigg|_{x,0} \quad (۲۳)$$

همچنین ضـــریب عملکرد حرارتی η با رابطهٔ زیر تعریف می‌شود: [24]

$$\eta = \frac{\frac{\overline{Nu}}{\overline{Nu_0}}}{\left(\frac{\overline{f}}{\overline{f_0}}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (۲۴)$$

که در آن $\overline{Nu_0}$ و f_0 به‌ترتیب عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک در حالت بدون مانع و بدون نانوذرات جامد است.

برای تعیین جابه‌جایی ترکیبی نیازمند تعریف اعداد بی‌بعد مانند اعداد ریچاردسون، گراشف و رینولدز هستیم که این پارامترهای بدون بعد برای سیالی که از قانون توانی پیروی می‌کند، به‌شکل زیر تعریف شده است [38,39]:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (۲۵)$$

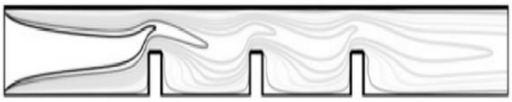
$$Gr = \frac{\rho^2 H^{2+n}(g\beta\Delta T)^{2-n}}{k^2} \quad (۲۶)$$

$$Re = \frac{\rho v^{2-n}\, H}{8^{n-1}k\left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n} \quad (۲۷)$$

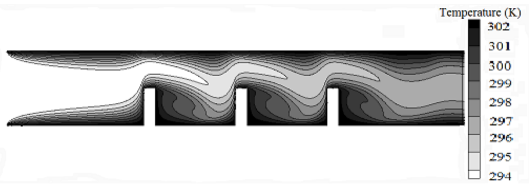
روش حل عددی

از شبکه‌بندی به تعداد ۴۰×۸۰۰ استفاده شده است. گسسته‌سازی معادلات با استفاده از روش اجزا محدود و الگوریتم سیمپلر برای اتصال سرعت و فشار و از روش الگوریتم روبه‌جلو مرتبهٔ اول برای گسسته‌سازی فرایند جابه‌جایی و انتشار استفاده شده است. برای

بررسی صحت نتایج در روش‌های انتخاب‌شده و اعتبارسنجی، محاسبات با نتایج حیدری [29] حاوی کانالی با ۳مانع حاوی نانوسیال آب‌مس با کسر حجمی ۱۰درصد و عدد رینولدز ۱۰۰ استفاده شده است. شکل‌های (۵) و (٦) خطوط هم‌دمای حاصل از مرجع [29] و تحقیق حاضر را نشان می‌دهد.

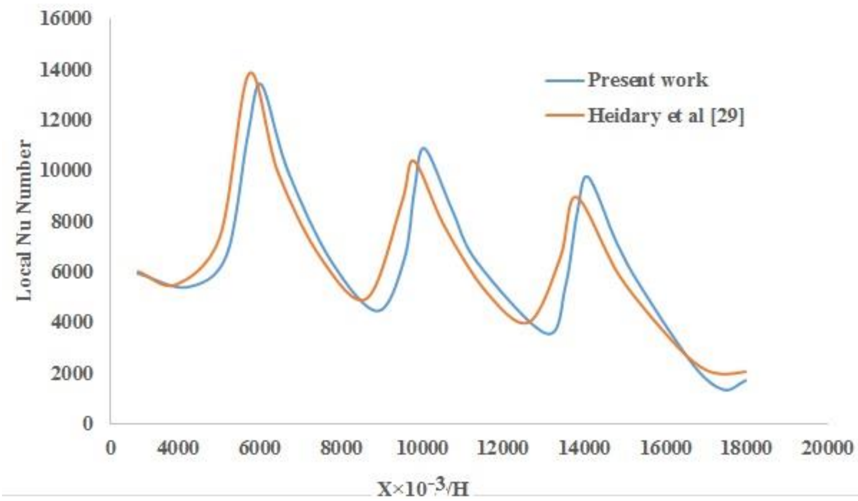


شکل ۵ خطوط هم‌دما در Re=100 و φ=10 درصد [29]

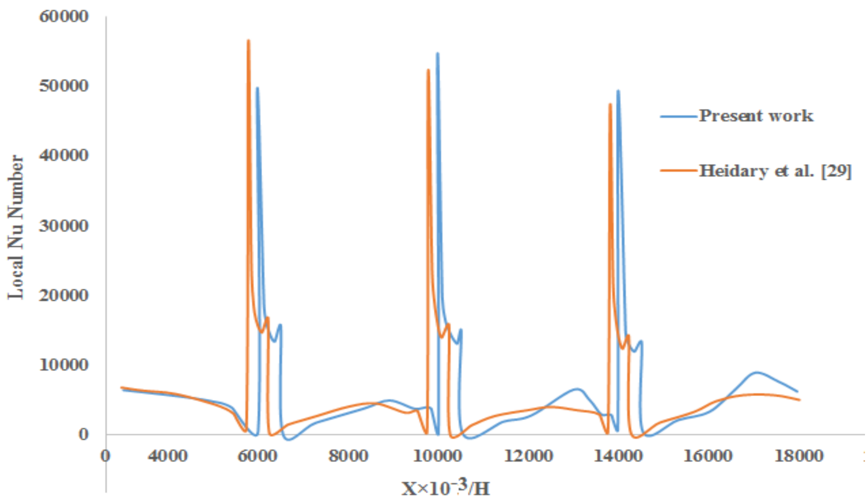


شکل ٦ خطوط هم‌دما در Re=100 و φ=10 درصد با استفاده از روش مقالهٔ حاضر

همچنین شـکل‌های (۷) و (۸) میزان عدد ناسـلت موضعی درون کانال را در دیوارهٔ بالایی و پایینی نشان می‌دهند.



شکل ۷ تغییرات عدد ناسلت موضعی درون کانال در طول دیوارهٔ بالایی در Re=100, ϕ=10 درصد در مقایسه با مرجع [29]



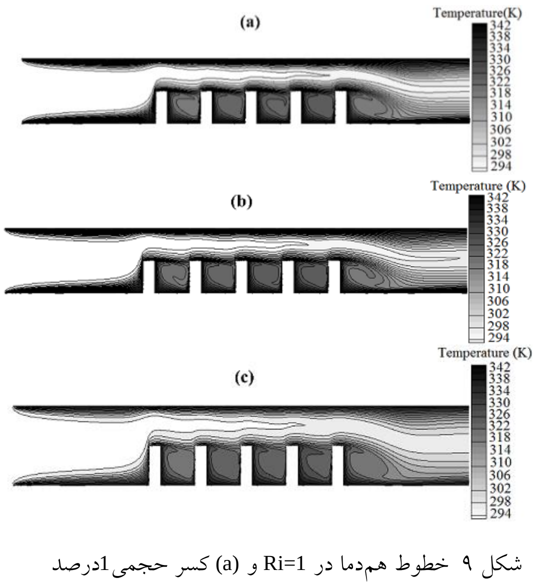
شکل ۸ تغییرات عدد ناسلت در طول دیوارهٔ پایینی کانال در Re=100 ϕ=10 درصد در مقایسه با مرجع [29]

نتایج

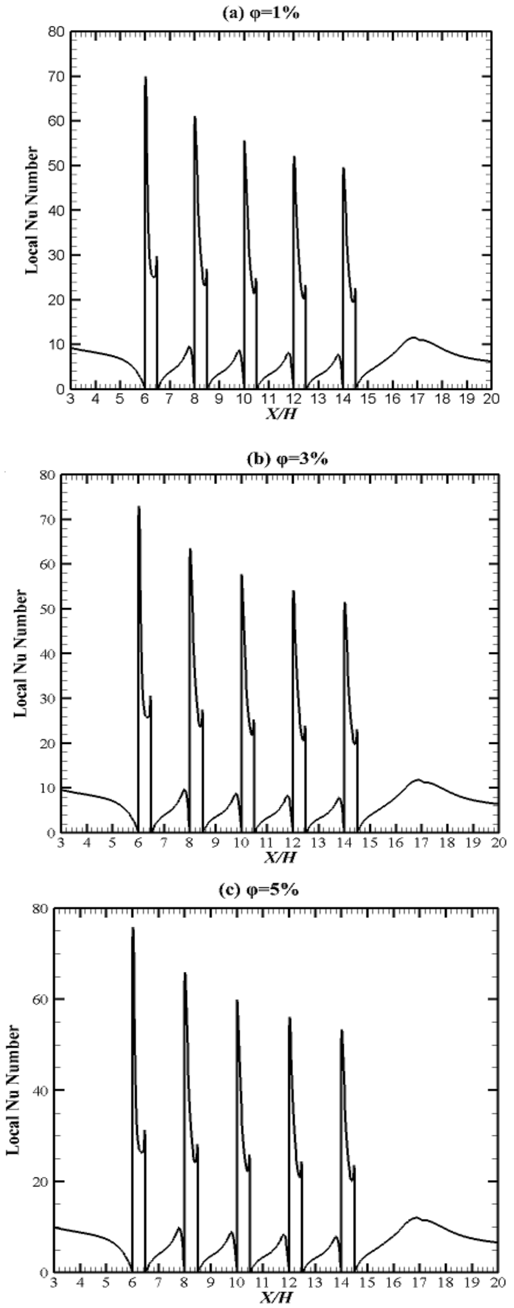
در مطالعهٔ حاضر اثرات کسر حجمی ذرات جامد، ارتفاع موانع، تعداد موانع و عدد رینولدز بر انتقال حرارت ترکیبی بررسی شد. باتوجه‌به این‌که انتقال حرارت ترکیبی در محدودهٔ $0.5 \leq \mathrm{Ri} \leq 1.5$ محسوس‌تر بوده (به‌ویژه درRi=1 که کاملا جابه‌جایی ترکیبی می‌شود) بررسی اثرات کسر حجمی ذرات جامد، تعداد موانع و ارتفاع موانع بر شاخص حرارتی در Ri=1 انجام شده است. لازم به ذکر است که در این مطالعه اختلاف دمای دیواره‌ها با سیال ۵۰درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

بررسی اثر کسر حجمی ذرات جامد

در شکل (۹) خطوط هم‌دما برای Ri=1 در کانال حاوی ۵مانع با ارتفاع H/2 را نشان می‌دهد. به‌وضوح مشخص است که با افزایش کسر حجمی ذرات جامد، لایهٔ مرزی حرارتی افزایش می‌یابد. شکل (۱۰) نمودار تغییرات عدد ناسلت را در طول دیواره نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، عدد ناسلت در طول دیوارهٔ پایینی کانال با افزایش کسر حجمی ذرات جامد افزایش ناچیزی خواهد داشت.



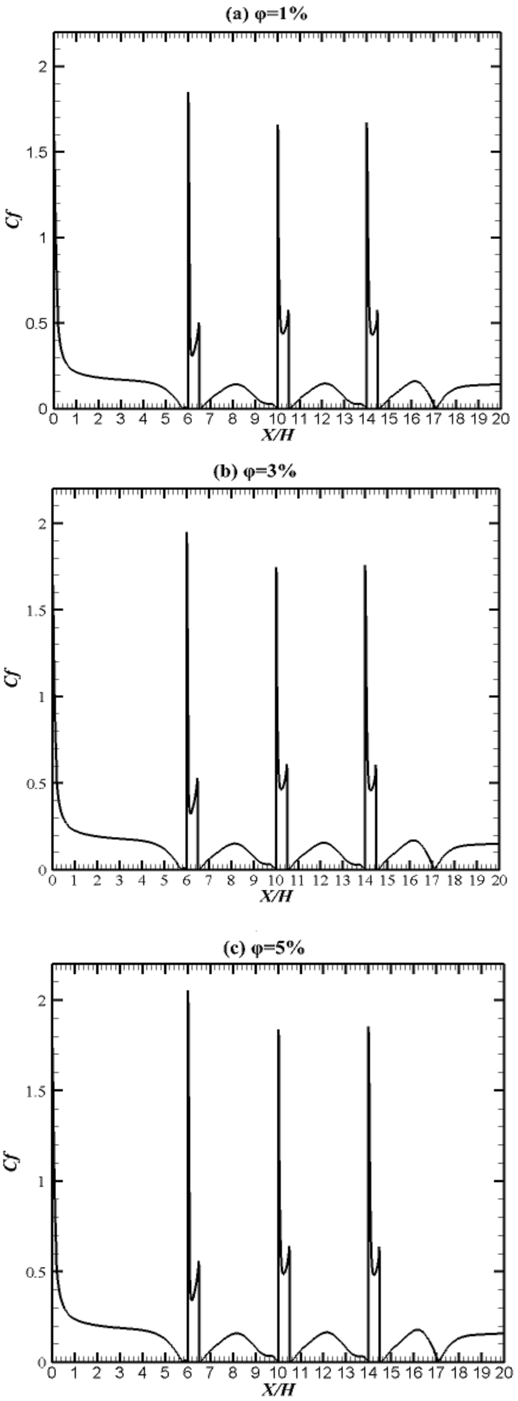
شکل ۹ خطوط هم‌دما در Ri=1 و (a) کسر حجمی 1درصد (b) کسر حجمی 3درصد (c) کسر حجمی 5درصد



شکل ۱۰ تغییرات عدد ناسلت داخلی در طول دیوارهٔ پایینی کانال در Ri=1 و ارتفاع موانع H/2 با کسر حجمی ذرات جامد (a) 1 درصد (b) ۳ درصد (c) ۵ درصد

همچنین در شکل (۱۱)، نمودار تغییرات ضریب اصطکاک پوسته‌ای برای کسر حجمی مختلف در Ri=1 رسم شده است. باتوجه‌به نمودارهای شکل (۱۱) می‌توان گفت که ضریب اصطکاک پوسته‌ای با افزایش

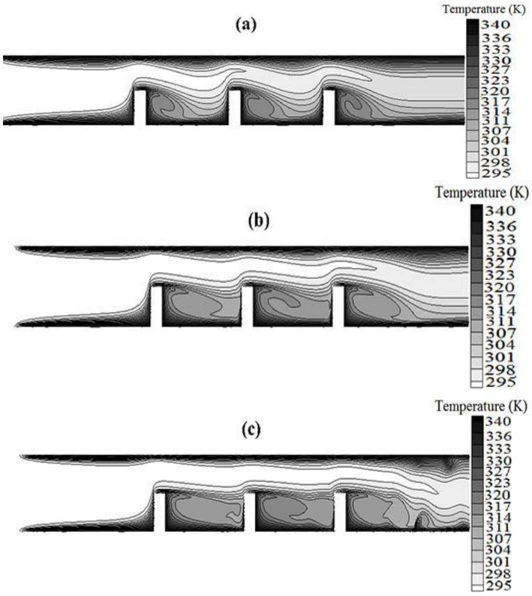
کسر حجمی نانوذرات جامد تغییر بسیار اندک خواهد داشت و به مقدار ناچیزی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۱ تغییرات ضریب اصطکاک در طول دیوارهٔ پایینی کانال در Ri=1، ارتفاع موانع H/2 و کسر حجمی ذرات جامد (a) ۱درصد (b) ۳درصد (c) ۵درصد

بررسی اثر عدد رینولدز

شکل (۱۲) خطوط دما برای اعداد رینولدز ۵۰، ۱۰۰ و ۱۵۰ را نشان داده است. با افزایش عدد رینولدز، لایهٔ مرزی حرارتی کاهش می‌یابد. همان‌طور که در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود، خطوط هم‌دما با افزایش عدد رینولدز در نزدیکی موانع فشرده‌تر شده که نشان‌دهنده افزایش گرادیان دما در نزدیکی موانع است.

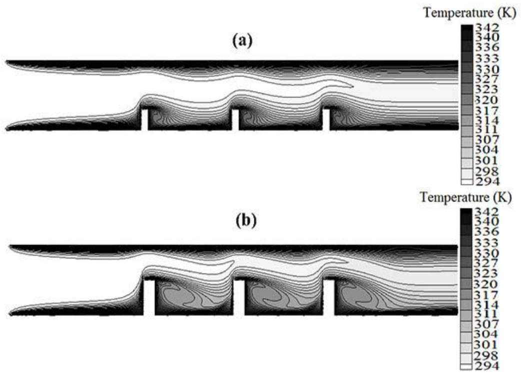


شکل ۱۲ خطوط هم‌دما برای (a) Re=50 (b) Re=100 (c) Re=150

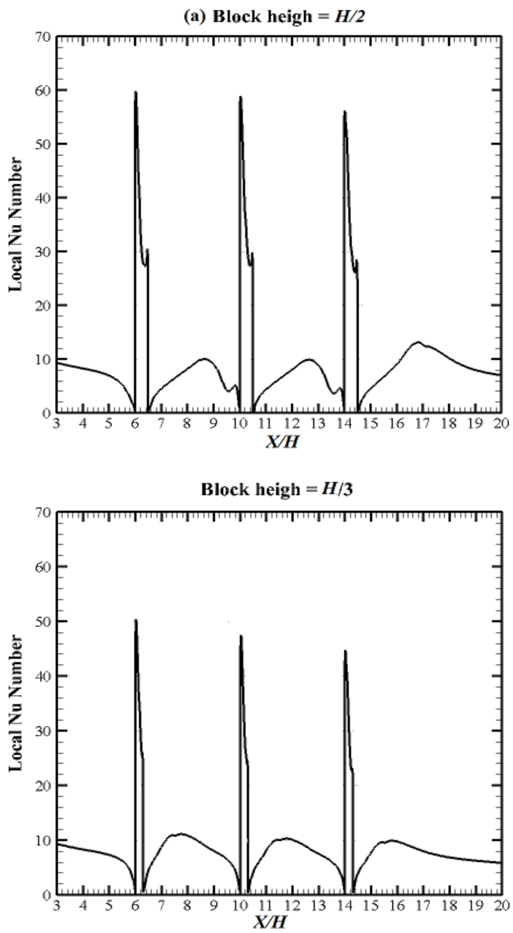
اثر ارتفاع موانع

در شکل (۱۳) تغییرات خطوط هم‌دما با افزایش ارتفاع دیواره‌ها قابل مشاهده است. این تغییرات برای Ri=1 و کسر حجمی ۱ درصد نشان داده شده‌اند. همچنین شکل (۱٤) تغییرات عدد ناسلت را در طول دیوارهٔ پایینی نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است، در کنار موانع میزان گرادیان دما بسیار افزایش می‌یابد که همین امر سبب افزایش عدد ناسلت و جهش در نمودار خواهد شد. با افزایش ارتفاع موانع، این جهش با افزایش ۲۰درصدی روبه‌رو شده است. در شکل (۱۵) منحنی تغییرات ضریب اصطکاک پوسته‌ای در طول دیوارهٔ پایینی کانال رسم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، کاهش

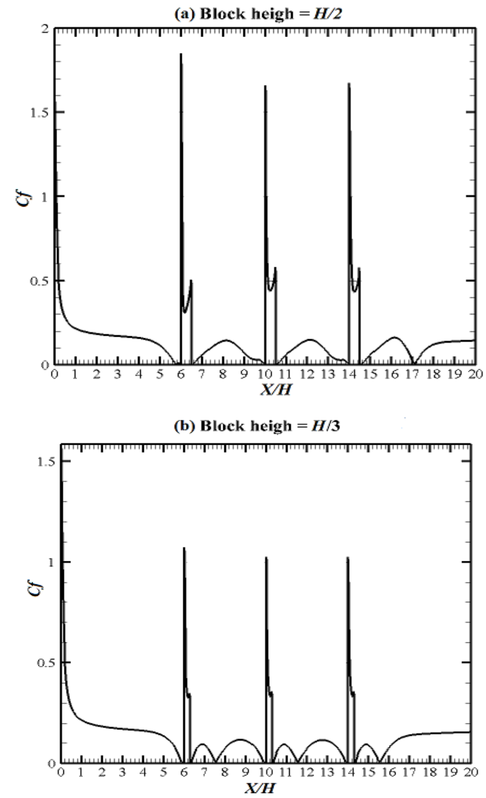
ارتفاع موانع در کانال تغییر چشمگیری در میزان ضریب اصطکاک پوسته‌ای بر موانع خواهد داشت.



شکل ۱۳ خطوط هم‌دما برای (a) ارتفاع موانع H/3 (b) ارتفاع موانع H/2



شکل ۱٤ تغییرات عدد ناسلت در طول دیوارهٔ پایینی کانال درRi=1 (a) ارتفاع موانع H/3 (b) ارتفاع موانع H/2

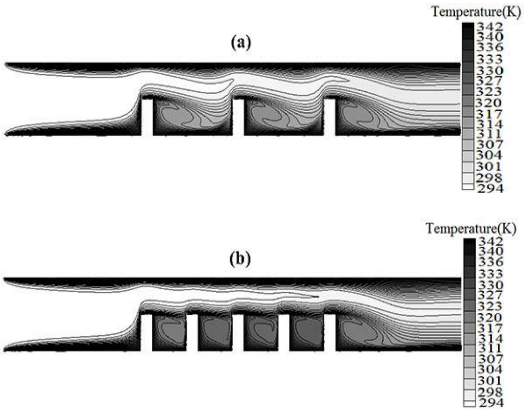


شکل ۱۵ تغییرات ضریب اصطکاک پوسته‌ای در طول دیوارهٔ پایینی کانال در Ri=1 (a) ارتفاع موانع H/3 (b) ارتفاع موانعH/2

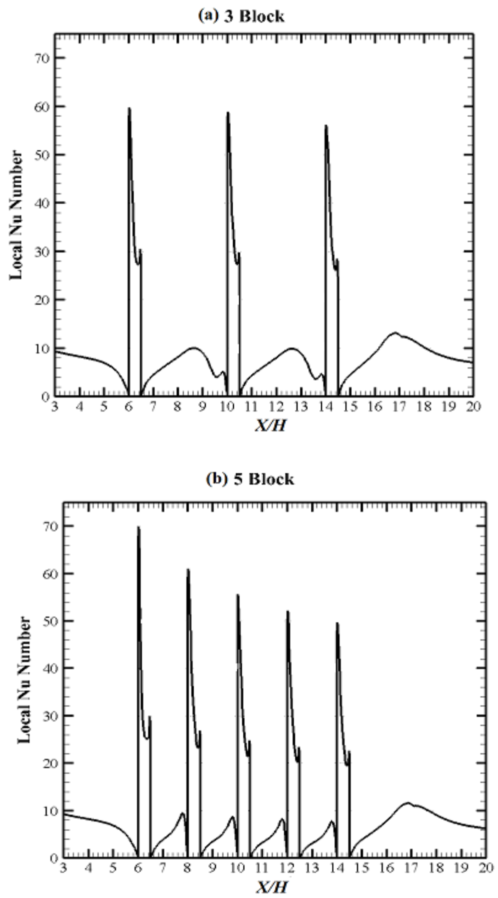
بررسی اثر تعداد موانع

در شکل (١٦) خطوط هم‌دما را در حالتی که تعداد موانع ۳ و ۵ عدد باشند، برای کسر حجمی ذرات ۱درصد، Ri=1 و ارتفاع دیوارهٔ H/2 نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش تعداد موانع به ۵، سبب کاهش فضای بین ۲ مانع می‌شود و فرصت ورود جریان به ناحیهٔ بین ۲ مانع را نمی‌دهد. همین امر سبب کاهش حدود ۳/۵ درصدی عدد ناسلت متوسط در کانال حاوی ۵ مانع نسبت به کانال حاوی ۳مانع شده است. در شکل (۱۷) می‌توان تغییرات عدد ناسلت را در طول دیوارهٔ پایینی مشاهده کرد. در اولین مانع میزان جهش عدد ناسلت در حالت ۵مانع بیشتر از ۳مانع است، ولی میزان کاهش نقاط حداکثری در حالت ۵مانع بیشتر از ۳ مانع است که دلیل این امر را می‌توان به کاهش فاصلهٔ موانع و ناتوانی سیال برای بازگشت بین موانع ذکر کرد.

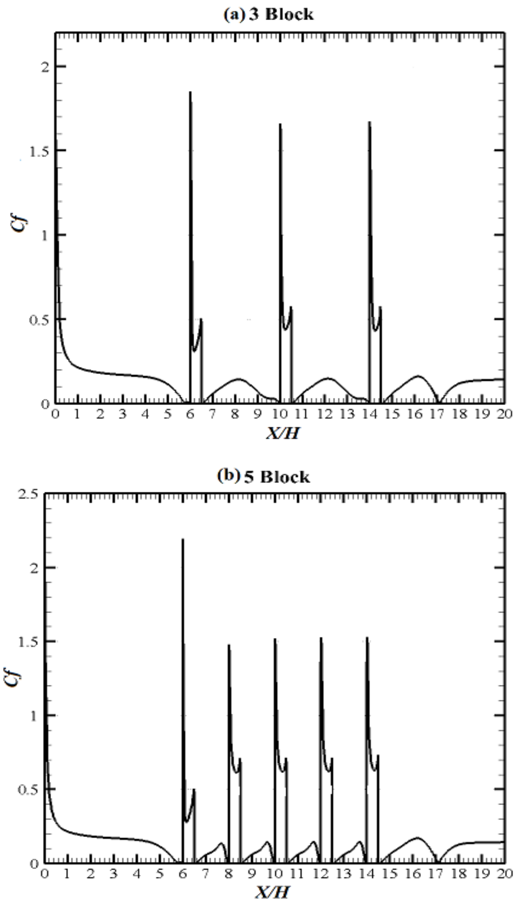
همچنین شکل (۱۸) تغییرات ضریب اصطکاک پوسته‌ای را در طول دیوارهٔ پایینی نشان می‌دهد.



شکل ١٦ خطوط هم‌دما برای Ri=1، ارتفاع موانع H/3 (a) کانال حاوی 3مانع (b) کانال حاوی 5مانع



شکل ١٧ عدد ناسلت داخلی در طول دیوارهٔ پایینی کانال برای Ri=1، ارتفاع موانع H/3 (a) کانال حاوی 3مانع (b) کانال حاوی 5مانع



شکل ١٨ ضریب اصطکاک پوسته‌ای برای ریچاردسون 1، ارتفاع موانع H/3 (a) کانال حاوی 3مانع (b) کانال حاوی 5مانع

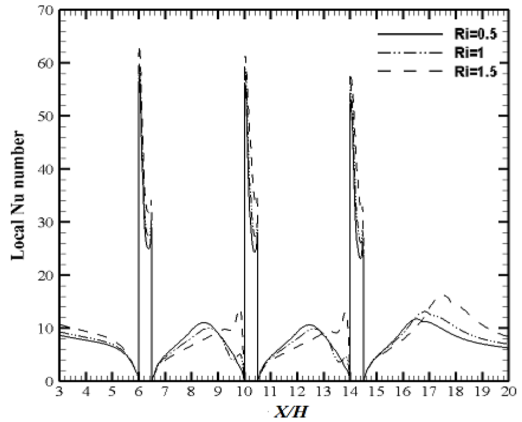
بررسی اثر عدد ریچاردسون

در شکل (۱۹) تغییرات عدد ناسلت در طول دیوارهٔ پایینی در اعداد ریچاردسون مختلف رسم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، میزان ناسلت با افزایش عدد ریچاردسون کم می‌شود. همین اتفاق برای ضریب اصطکاک نیز رخ داده که در شکل (۲۰) نشان داده شده است.

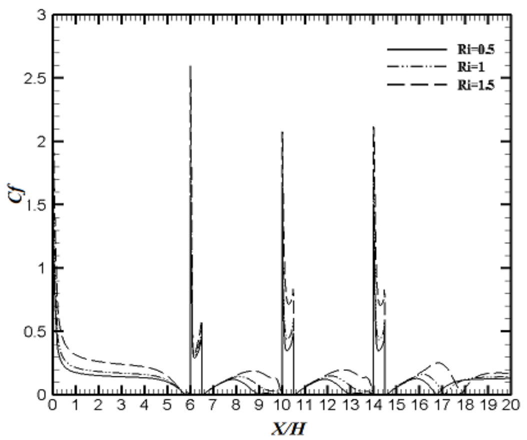
شکل شماره (۲۱) تغییرات عدد ناسلت متوسط را در دیوارهٔ پایینی کانال برای کسر حجمی ذرات جامد ۱درصد، ۳درصد و ۵درصد در اعداد ریچاردسون ۰/۵، ۱ و ۱/۵ نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش کسر حجمی ذرات جامد سبب افزایش ناسلت متوسط خواهد شد، اما با افزایش عدد ریچاردسون، ناسلت متوسط کم می‌شود. همین اتفاق برای ضریب

اصطکاک پوسته‌ای نیز رخ می‌دهد که در شکل (۲۲) نمایش داده شده است، هرچند میزان افزایش ضریب اصطکاک در اثر افزایش کسر حجمی ذرات جامد بسیار ناچیز است.

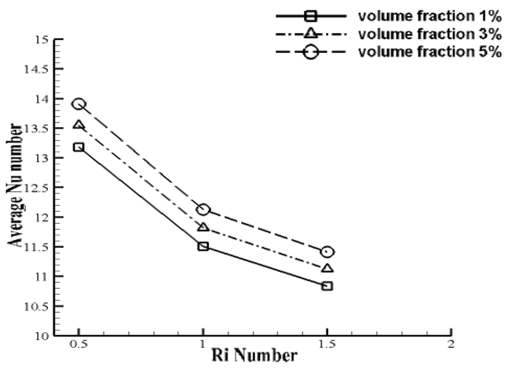
شکل (۲۳) نیز تغییرات ضریب عملکرد در طول دیوارهٔ پایینی برای مقادیر مختلف عدد ریچاردسون و کسر حجمی ذرات جامد نشان می‌دهد. افزایش کسر حجمی ذرات جامد سبب کاهش بسیار ناچیز ضریب عملکرد خواهد شد، اما افزایش عدد ریچاردسون ضریب عملکرد را افزایش خواهد داد.



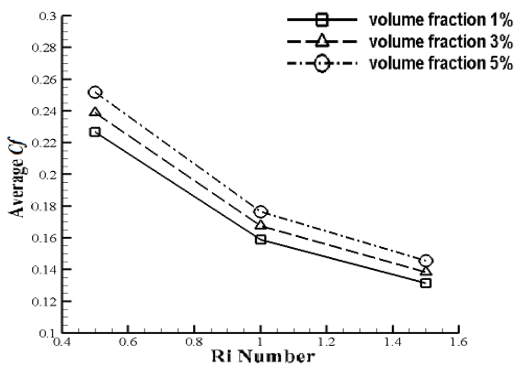
شکل ۱۹ منحنی تغییرات عدد ناسلت داخلی در طول دیوارهٔ پایینی کانال برای کسر حجمی ذرات جامد ۱درصد و ارتفاع موانع H/2 در اعداد ریچاردسون مختلف



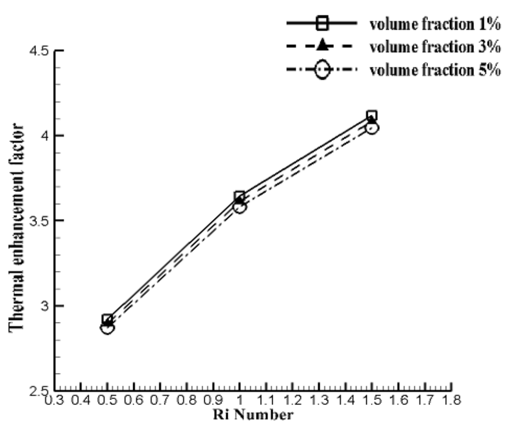
شکل ۲۰ منحنی تغییرات ضریب اصطکاک پوسته‌ای در طول دیوارهٔ پایینی کانال برای کسر حجمی ذرات جامد ۱درصد و ارتفاع موانع H/2 در اعداد ریچاردسون مختلف



شکل ۲۱ تغییرات عدد ناسلت متوسط در اعداد ریچاردسون مختلف برای کسر حجمی نانوذرات مختلف در طول دیوارهٔ پایینی کانال



شکل ۲۲ تغییرات ضریب اصطکاک پوسته‌ای متوسط در اعداد ریچاردسون مختلف برای کسر حجمی نانوذرات مختلف در طول دیوارهٔ پایینی کانال



شکل ۲۳ نمودار میزان بازدهی حرارتی در اعداد ریچاردسون مختلف برای کسر حجمی نانوذرات مختلف در طول دیوارهٔ پایینی کانال

نتیجه‌گیری

به‌طورکلی می‌توان باتوجه‌به نمودارهای به‌دست‌آمده نتایج زیر را به‌دست آورد:

۱. افزایش کسر حجمی ذرات جامد، سبب افرایش انتقال حرارت و در نتیجه عدد ناسلت خواهد شد. همچنین میزان ضریب اصطکاک پوسته‌ای افزایش می‌یابد. دراین‌میان، ضریب عملکرد حرارتی نیز به‌مقدار ناچیزی کم می‌شود.

۲. افزایش عدد رینولدز سبب افزایش انتقال حرارت خواهد شد

۳. تغییر ارتفاع موانع از H/3 به H/2 سبب افزایش ۲۰درصدی نقطهٔ حداکثر جهش در عدد ناسلت خواهد شد که دلیل این امر را می‌توان افزایش گرادیان دما در نزدیکی موانع دانست که با افزایش ارتفاع موانع این گرادیان دما افزایش می‌یابد. همچنین میزان انتقال حرارت حدود ۱۰درصد و ضریب اصطکاک پوسته‌ای متوسط حدود ۱۳درصد افزایش می‌یابد.

٤. افزایش تعداد موانع از ۳ به ۵ عدد سبب کاهش فضای بین ۲ مانع می‌شود و فرصت ورود جریان به ناحیهٔ بین ۲ مانع را نمی‌دهد. همین امر سبب کاهش حدود ۳/۵ درصدی عدد ناسلت متوسط می‌شود. به همین دلیل، افزایش تعداد موانع حتما به‌معنی افزایش انتقال حرارت نخواهد بود و برای آن یک حد بهینه باید مشخص شود.

۵. با افزایش عدد ریچاردسون ضریب عملکرد افزایش می‌یابد این درحالی است که ضریب اصطکاک و عدد ناسلت متوسط کم خواهد شد.

فهرست علائم

ضریب اصطکاک پوسته‌ای موضعی	C_{xf}
ظرفیت گرمایی در فشار ثابت ($J.kg^{-1}K^{-1}$)	C_p
ضریب اصطکاک	f
عدد گراشهف	Gr
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)	h
ارتفاع و طول کانال (m)	H,L
ضریب انتقال حرارت رسانش ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	k
عدد ناسلت	Nu
عدد ناسلت متوسط	$\overline{Nu}$
فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)	P
عدد پرانتل	Pr
عدد رینولدز	Re
عدد ریچاردسون	Ri
دما (K)	T
مؤلفه‌های سرعت (ms^{-1})	u,v
مؤلفه‌های سرعت بدون بعد	U,V

علائم یونانی

ضریب پخش حرارتی (m^2s^{-1})	α
ضریب انبساط حرارتی (K^{-1})	β
ضریب عملکرد حرارتی	η
دمای بدون بعد	θ
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
ویسکوزیته سینماتیکی (m^2s^{-1})	ν
چگالی (kgm^{-3})	ρ
کسر حجمی ذرات جامد	φ

زیرنویس‌ها

سیال خالص	f
نانوسیال	nf

مراجع

1. Karimi, H., Ahmadi Danesh-Ashtiani, H., Aghanajafi, C., "Applying multiple decomposition methods and optimization techniques for achieving optimal cost in mixed materials heat exchanger networks",

International Journal of Energy research, Vol. 43, pp. 3711–3722, (2019).

2. Xuan, Y., Li, Q., "Investigation on convective heat transfer and flow features of Nano fluids", *Journal of Heat Transfer,* Vol. 125, pp. 151-155, (2003).
3. Karimi, H., Ashtiani, H., Aghanajafi, C., "Study of mixed materials heat exchanger using optimization techniques", *Journal of Engineering,* Design and Technology, Vol.17 (2) , pp.414-433, (2019).
4. Choi, S., Eastman, J., Li, S., " Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based Nano-fluids containing copper Nano-particles", *Applied Physics,* Vol. 78, pp. 718-720, (2001).
5. Zhou, X., Jiang, Y., Li, X., " Numerical investigation of heat transfer enhancement and entropy generation of natural convection in a cavity containing nano liquid-metal fluid", *International Communications in Heat and Mass Transfer,* Vol. 106, pp. 46-54, (2019).
6. Seyedi, S., Saray, B., Chamkha, A., " Heat and mass transfer investigation of MHD Eyring–Powell flow in a stretching channel with chemical reactions", *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications,* Vol. 544, In press, (2020). https://doi.org/10.1016/j.physa.2019.124109.
7. Hojjat, M., Bagheri, S., "Thermal conductivity of non-Newtonian Nano fluids: Experimental data and modeling using neural network", *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 54, pp. 1017-1023, (2011).
8. Hatami, M., Ganji, D., "Natural convection of sodium alginate (SA) non-Newtonian Nano fluid flow between two vertical flat plates by analytical and numerical methods", *Heat Transfer,* Vol. 2, pp. 14-22, (2014).
9. Yu, Z., Hu, X., Cen, K., " Numerical study of transient buoyancy-driven convective heat transfer of water-based nanofluids in a bottom-heated isosceles triangular enclosure", *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 54, pp. 526-532, (2011).
10. Hakan, E., Oztop, F., "Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with Nano fluids", *International Journal of Heat and Fluid,* Vol. 29, pp. 1326-1336, (2008).
11. Pandiyaraj, P., Gnanavelbabu, A., Saravanan, P., " Experimental Analysis on Thermal Performance of Fabricated Flat Plate Heat Pipe Using Titanium Dioxide Nanofluid", *Materials Today: Proceeding,* Vol. 5, pp. 8414-8423, (2018).
12. Lotfi, Y., Rashidi, A., "Numerical study of forced convective heat transfer of Nano fluids: Comparison of different approaches", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 74-78, (2010).
13. Xu, I., "Fully developed mixed convection flow in a vertical channel filled with nanofluids", *International Communications in Heat and Mass Transfer,* Vol. 39, pp. 1086-1092, (2012).
14. Dalia, I., Cimpean, S., "Fully developed mixed convection flow of a nanofluid through an inclined

channel filled with a porous medium", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55,No. 4, pp. 907-914, (2012).

۱۵. سایه‌وند، ح. ا، بصیری پ. "برر سی عددی و تحلیلی اثرات تفرق حرارتی بر انتقال حرارت جریان نانو سیال درون یک کانال". علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، دوره ۲۹، شماره۲، (۲۰۱۸).

۱۶. سجادی‌فر، س. ع، کریمی‌پور، آ، طغرایی، د. "شبیه‌سازی انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری نانوسیال غیرنیوتنی محلول آبی کربوکسی متیل سلولز-اکسید آلومینیم در یک میکرولوله در رژیم لغزشی". علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، دوره ۲۸، شماره ۱، (۲۰۱٦).

۱۷. کاهانی، م، زینالی هریس، س. مو سوی، س. "اثر نسبت انحنا و طول گام لولهٔ مارپیچی بر افت فشار و عملکرد حرارتی جریان آرام نانوسیال تیتان/آب". علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، دوره ۲۵، شماره ۱، (۲۰۱٤).

18. Togun, T., Kazi, S., Badarudin, A., "A review of studies on forced natural and mixed heat transfer to fluid and Nano fluid flow in an annular passage", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 39, pp. 835-856, (2014).

19. Karimipour, A., D'Orazio, A., Shadloo, M., "The effects of different nano particles of Al_2O_3 and Ag on the MHD nano fluid flow and heat transfer in a microchannel including slip velocity and temperature jump", *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, Vol. 86, pp. 146-153, (2017).

20. Anirudh, K., Dhinakaran, S., "Performance improvement of a flat-plate solar collector by inserting intermittent porous blocks", *Renewable Energy*, Vol. 145, pp. 428-441, (2020).

21. Yu, Y., Zhang, J., Shan, Y., "Convective heat transfer of a row of air jets impingement excited by triangular tabs in a confined crossflow channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 80, pp. 126-138, (2015).

22. Guerroudj, H., "Mixed convection in a channel provided with heated porous blocks of various shapes", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 505-517, (2010).

23. Promvonge, S., Kwankaomeng, S., "Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45_ inline baffles on two opposite walls", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49 pp. 963-975, (2010).

24. Promvonge, S., Tamna, S., Thianpong, C., "Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 170-177, (2010).

25. Kumar, T., Kumar, S., "Performance analysis on heat transfer characteristics of heat SINK with baffles attachment", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 142, pp. 14-19, (2019)

26. Esfe, M., Arani, A., Niroumand, A., Yan, W., " Mixed convection heat transfer from surface-mounted block heat sources in a horizontal channel with nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 89, pp.783-791, (2015).

27. Targui, H., "Analysis of a double pipe heat exchanger performance by use of porous baffles and

pulsating flow", *Energy Conversion and Management,* Vol. 76, pp. 43-54, (2013).

28. Ahmed, N., Yusoff, M., "Numerical investigations on the heat transfer enhancement in a wavy channel using Nano fluid", *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol. 55, pp. 5891-5898, (2012).
29. Heidary, M., "Heat transfer enhancement in a channel with block(s) effect and utilizing Nano-fluid", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 57, pp. 163-171, (2012).
30. Nayak, A., Weigand, B., "Mixing and heat transfer in micro/nano-channel due to charged corrugated surfaces", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 170, pp. 114979, (2020).
31. Pawar, V., "Experimental studies on heat transfer to Newtonian and non-Newtonian fluids in helical coils with laminar and turbulent flow", *Experimental Thermal and Fluid Science,* Vol. 44, pp. 792-804, (2013).
32. Khalid, W., "CFD studies on natural convection heat transfer of Al2O3-water Nano fluids", *Heat Mass Transfer,* Vol. 47, pp. 1301-1310, (2011).
33. Sharma, M., Kristo, S., Corredig, M., "Effect of hydrocolloid type on texture of pureed carrots: Rheological and sensory measures", *Food Hydrocolloids,* Vol. 63, pp. 478-487, (2017).
34. Bae, C., Halloran, J., "Concentrated suspension-based additive manufacturing – viscosity, packing density, and segregation", *Journal of the European Ceramic Society,* Vol.39, pp. 4299-4306, (2019).
35. Hatami, M., "Heat transfer and flow analysis for SA-TiO2 non Newtonian Nano fluid passing through the porous media between two coaxial cylinders", *Journal of Molecular Liquids,* Vol. 188, pp. 155-161, (2013).
36. Hatami, N., M, Ganji, M., "Forced convection analysis for MHD Al2O3–water Nano fluid flow over a horizontal plate", *Journal of Molecular Liquids,* Vol. 187, pp. 294-301, (2013).
37. Ahmed, N., Yusoff, M., Al-Falahi, A., "Numerical investigations of flow and heat transfer enhancement in a corrugated channel using Nano fluid", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 1368-1375, (2011).
38. Chandra, A., "Laminar free convection from a horizontal semi-circular cylinder to power-law fluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 2934–2944, (2012).
39. Chhabra, J., "Non-Newtonian Flow and Applied Rheology: Engineering Applications", second ed., Oxford: Butterworth- Heinemann, (2008).

Numerical analysis of mix convection non-Newtonian Nano fluid in a channel with block

Kourosh Javaherdeh[1] Habib Karimi[2]

1- Introduction

Mixed convection is one of the process of the heat transfer that used in the most applications such as HVAC systems, heat exchangers and refrigerant industrials for Newtonian and Non-Newtonian fluids. Nano fluids is used to increase heat transfer. In this research, studied a mixed convection heat transfer based on Non-Newtonian Nano fluids in rectangular channel with blocks. These blocks have same geometry with various height. Sodium Alginate is as Non-Newtonian fluid and used Aluminum dioxide as Nano particles. Some parameters are as variable parameter such as effect of the number and height of the blocks, Reynolds number, Richardson number, volumetric fraction of Nano particles, Nusselt number and friction coefficient.. It's used SIMPLE algorithm to solve the governing equations including Continuity, momentum and energy. Temperature of the inlet fluid is constant and it's less than wall temperatures. Also, wall temperature have in Isothermal and difference temperature is 50 C between wall and inlet temperatures. .

2-Geometry and governing equations

Height of the channel is H, length of the channel is L, length and height of the blocks are H/2 and H/3 respectively. Figure 1 shows geometry of channel with blocks.

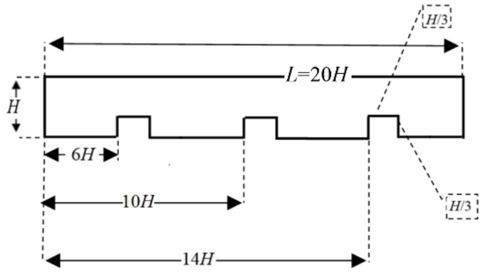


Fig. 1. Channel with three blocks

To simplify the governing equations, assumed that fluid is incompressible, laminar, single phase Wall of temperature is more than fluid temperature and Continuity, momentum and energy equations are as follows:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \quad (1)$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho_{\mathrm{nf}}}\frac{\partial p}{\partial x}+v_{\mathrm{nf}}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \quad (2)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho_{\mathrm{nf}}}\frac{\partial p}{\partial y}+v_{\mathrm{nf}}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)+\frac{(\rho\beta)_{\mathrm{nf}}}{\rho_{\mathrm{nf}}}\,g\Delta T \quad (3)$$

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha_{\mathrm{nf}}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \quad (4)$$

$$v_{\mathrm{nf}}=\frac{\mu_{\mathrm{nf}}}{\rho_{\mathrm{nf}}} \quad (5)$$

$$\alpha_{\mathrm{nf}}=\frac{k_{\mathrm{nf}}}{(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{nf}}} \quad (6)$$

Effective densityρ_{nf}, effective dynamic viscosityμ_{nf}, thermal capacity $(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{nf}}$ and effective thermal conductivity k_{nf} are as follows :

$$\mu_{\mathrm{nf}}=\frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (7)$$

$$\rho_{\mathrm{nf}}=(1-\varphi)\rho_{\mathrm{f}}+\varphi\rho_{\mathrm{s}} \quad (8)$$

$$(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{nf}}=(1-\varphi)(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{f}}+\varphi(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{s}} \quad (9)$$

$$\frac{k_{\mathrm{nf}}}{k_{\mathrm{f}}}=\frac{k_{\mathrm{s}}+2k_{\mathrm{f}}-2\varphi(k_{\mathrm{f}}-k_{\mathrm{s}})}{k_{\mathrm{s}}+2k_{\mathrm{f}}+\varphi(k_{\mathrm{f}}-k_{\mathrm{s}})} \quad (10)$$

Top and bottom plates of the channel are in the same temperature ($\boldsymbol{T}=\boldsymbol{T_w}$).

3-Numerical solution method

Number of the mesh is considered 40*800 for geometry of the channel. Discretization of equations are used finite element method and it used Simple algorithm to solve pressure and velocity equations. Also, it used forwards first order for discretization of convection and diffusion.

For validation, results of this research are compared with Ref.[29] for volumetric friction and Reynolds number. Figure 2 shows Nusselt number for this study compared with Ref. [29].

4-Results

This research has been investigated effect of the length and height blocks, Reynolds number (Re) and volumetric fraction on mixed convection heat

[1] Corresponding Author: Associate Professor, Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran, E-mail: javaherdeh@guilan.ac.ir.

[2]Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Roudsar and Amlash branch, Islamic Azad University, Roudsar, Iran.

transfer. Richardson number (Ri) is between $0.5 \leq Ri \leq 1.5$ and Re=1. Figure 3 shows isothermal lines for Ri=1 in channel with five blocks. By increasing volumetric fraction of Nano particles, thermal boundary layer increased.

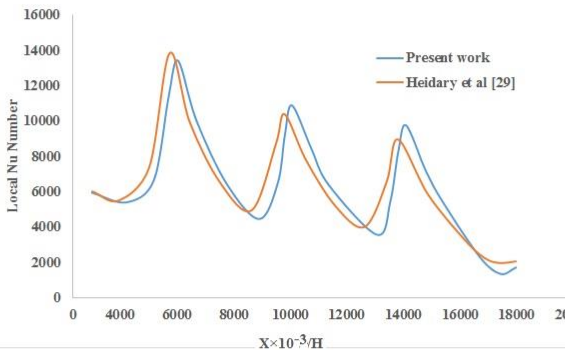


Fig. 2. Nusselt number on top wall by Re=100, ϕ=10% compared with [29]

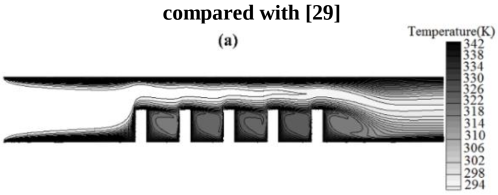


Fig. 3. Isothermal lines in Ri=1 and ϕ=1%

Nusselt number on bottom of the wall had a bit increases with increasing volumetric fraction of Nano particles. Fig. 4 shows change of friction coefficient for various volumetric fraction of Nano particles in Ri=1. As seen, friction coefficient had a bit increases by increasing volumetric fraction of Nano particles.

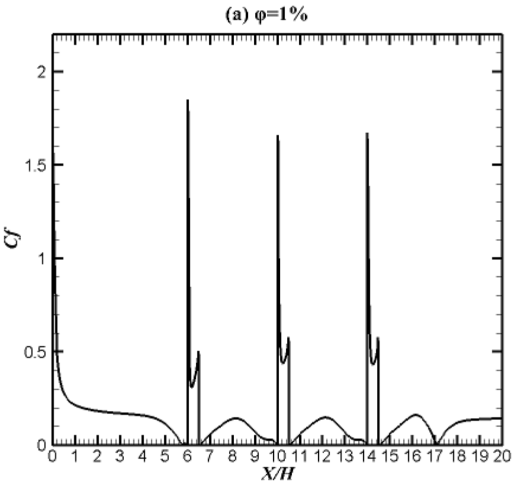


Fig. 4. Friction coefficient on bottom wall in Ri=1 and ϕ=1%

Figure 5 shows isothermal lines in Re=50. By increasing Reynolds number, thermal boundary layer decreased. As seen, isothermal lines got closer to each other by increasing Reynolds number. It is showed that the temperature gradient increased near to the blocks. Figure 6 showed change of the Nusselt number on the bottom walls. As seen, temperature gradient is increased on near to blocks that led to increase Nusselt number. By increasing number of the blocks, space of the locks are reduced and flow couldn't move between blocks very well therefore, average Nusselt number is reduced almost 3.5%. By increasing Richardson number, Nusselt number is reduced and average Nusselt number is increased by increasing volumetric fraction of Nano particles. Friction coefficient isn't remarkable change by increasing volumetric fraction of Nano particles. Nusselt number is increased almost 20% by increasing height of the blocks.

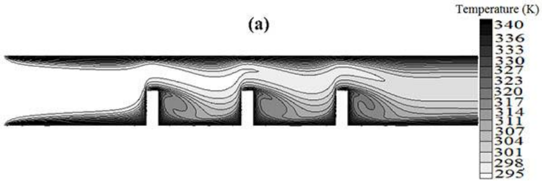


Fig. 5. Isothermal lines for Re=50

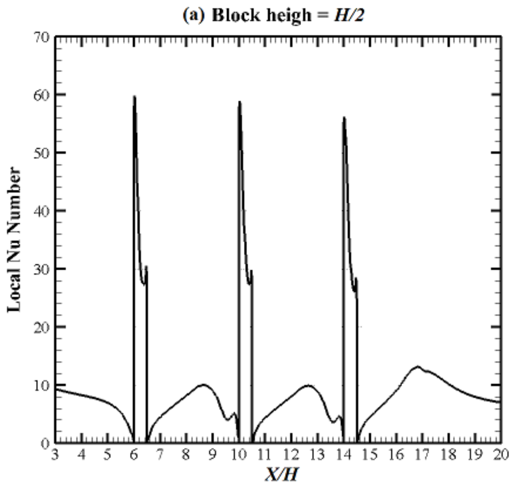


Fig. 6. Local Nusselt number on bottom wall in Ri=1

5-Conclusion

This research investigated a mixed convection heat transfer of Non-Newtonian Nano fluids in two dimension rectangular channel with blocks. Increasing volumetric fraction of Nanoparticles is caused increasing heat transfer, Nusselt number and friction coefficient. Heat transfer is increased with increasing Reynolds number. By changing the height blocks from H/2 to H/3, Nusselt number increased almost 20% with increasing temperature gradient. Also heat transfer and friction coefficient increased almost 10% and 13% respectively. By increasing number of blocks from, space of between the blocks is reduced therefore, Nusselt number is decreased. However, by increasing Richardson number, average Nusselt number and friction coefficient are reduced.